

(2)



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 199 57 939 A 1**

87193  
⑤1 Int. Cl. 7:  
**F 16 D 55/48**  
F 16 D 59/02  
F 16 D 65/21

⑳ Aktenzeichen: 199 57 939.3.  
㉔ Anmeldetag: 2. 12. 1999  
㉕ Offenlegungstag: 23. 5. 2001

⑥6 Innere Priorität:  
199 50 930. 1 21. 10. 1999  
⑦1 Anmelder:  
KENDRION Binder Magnete GmbH, 78048  
Villingen-Schwenningen, DE  
⑦4 Vertreter:  
Patentanwälte Westphal, Mussnug & Partner,  
78048 Villingen-Schwenningen

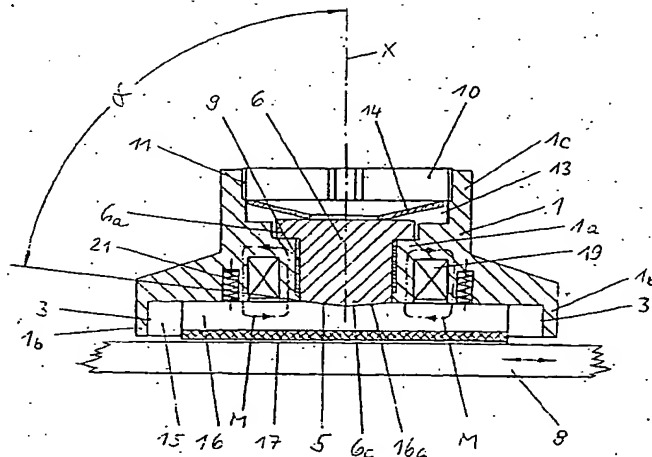
⑦2 Erfinder:  
Bausch, Edmund, Dipl.-Ing. (FH), 78052  
Villingen-Schwenningen, DE

⑤6 Entgegenhaltungen:  
DE-AS 11 69 218  
DE 37 26 407 A1  
GB 20 34 834 A  
US 44 76 965  
EP 07 35 295 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- ⑤4 Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung  
⑤7 Die elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung weist ein Gehäuse (1) und einen darin befindlichen Anker (16) auf, der aufgrund der Federkraft einer Federeinrichtung (21) gegen eine Bremsplatte (8, 27) zur Erzielung einer Bremskraft gedrückt wird. Bei Bestromung einer Magnetspule (19) hebt der Anker (16) von der Bremsplatte (8, 27) ab und die Bremse wird hierdurch gelöst. Zur Erzielung einer erhöhten Bremskraft steht der Anker (16) erfindungsgemäß mit mindestens einer Servoschräge (5, 7) in Wirkverbindung. Durch die Servoschräge (5, 7) wird nach dem Abschalten der Bestromung der Magnetspule (19) und somit unmittelbar nach Einleitung des Bremsvorganges eine zusätzliche Kraftkomponente auf den Anker (16) erzeugt, die in die gleiche Richtung wie die Federkraft der Federeinrichtung (21) wirkt.



DE 199 57 939 A 1

DE 199 57 939 A 1

Die Erfindung betrifft eine elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung gemäß den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtungen, wie Federkraftbremsen, dienen zum Abbremsen und Festhalten von statischen und dynamischen Lasten. Bei Bremsvorrichtungen, die rotatorische Bewegungen bremsen sollen, wird in den meisten Fällen die Federkraftbremse direkt am Antriebsmotor angebaut. Solche Federkraftbremsen werden z. B. in der Antriebstechnik eingesetzt, um Elektromotoren abzubremsen. Ein Anwendungsfall kann das schnelle Abbremsen von Handkreissägen sein, bei dem das Sägeblatt nach dem Ausschalten des Motors möglichst schnell bis zum Stillstand abgebremst werden muss. Der direkte Anbau der Bremsvorrichtung am Antriebsaggregat ist auch bei Linearbremsen möglich.

Bei elektromagnetisch betätigbaren Bremsvorrichtungen wird zum Lösen der Bremse, auch Lüften der Bremse genannt, eine Magnetspule innerhalb des Gehäuses der Bremsvorrichtung bestromt. Durch dieses Bestromen der Magnetspule wird ein Anker elektromagnetisch gegen die Kraft von Bremsfedern angezogen und hierdurch der Antrieb für die vorgesehene Drehzahl und die nachgeschalteten Bewegungsabläufe freigegeben. Nach dem Ausschalten der Bestromung der Magnetspule wird der Anker aufgrund der fehlenden Magnetkraft durch die Kraft der Bremsfedern an eine Bremsplatte, z. B. eine Brems Scheibe oder Bremschiene, gedrückt und so ein Bremsmoment erzeugt. Diese Bremskraft bzw. das Bremsmoment führt letztlich zum Stillsetzen und Festhalten des Antriebs.

Die Baugröße einer solchen elektromagnetisch betätigbaren Bremsvorrichtung wird in erster Linie durch die Höhe des erforderlichen Bremsmoments bzw. der Bremskraft bestimmt, weil das Elektromagnetsystem in der Bremsvorrichtung in der Lage sein muss, die Kraft der Bremsfedern beim Lüftvorgang, d. h. beim Abheben des Ankers von der Bremsplatte, zu überwinden.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung anzugeben, die sich im Vergleich zu bekannten Bremsvorrichtungen durch eine wesentlich erhöhte Bremskraft bzw. ein erheblich größeres Bremsmoment auszeichnet.

Diese Aufgabe wird durch eine elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Wesentliches Merkmal der erfindungsgemäßen Bremsvorrichtung ist eine in der Bremsvorrichtung vorgesehene, sogenannte Servoschräge, durch die die Kraft der abzubremsenden oder festzuhaltenden Last bzw. Masse, die mit der Bremsplatte verbunden ist, dem Anker als Normalkraft zusätzlich zur Federkraft der Bremsfedern zugeführt wird. Unter Servoschräge ist dabei eine an oder im Gehäuse der Bremsvorrichtung vorgesehene Schräge zu verstehen, an der der Anker während des Bremsvorganges schräg entlanggeführt wird, wodurch auf den Anker eine zusätzliche Kraftkomponente wirkt, die gleich zur Federkraft der Druckfedern gerichtet ist.

Das Bremsmoment kann durch die Formel

$$M = \frac{F_F}{\frac{1}{\mu_1 \cdot r_R} - \frac{\tan \alpha}{r_S} + \frac{\mu_2 (1 + \tan^2 \alpha)}{r_S \cdot (1 + \mu_2 \cdot \tan \alpha)}} \quad (1)$$

bezogen auf die Reibfläche für rotatorische Bremsen berechnet werden.

Die Bremskraft für Linearbremsen ergibt sich aus folgender Formel:

$$F_B = \frac{F_F}{\frac{1}{\mu_1} - \tan \alpha + \frac{\mu_2 \cdot (1 + \tan^2 \alpha)}{1 + \mu_2 \cdot \tan \alpha}} \quad (2)$$

Hierbei bedeuten:

$F_F$  Federkraft der Bremsfeder,

$F_K$  Federkraft der Kraftbegrenzungsfeder

$\mu_1$  Reibwert der Bremsplatte bzw. des zugehörigen Bremsbelages,

$\mu_2$  Reibwert der Servoschräge,

$r_R$  Reibradius,

$r_S$  Servoradius, Radius der Ankerabstützung,

$\alpha$  Winkel der Servoschräge.

Wie aus den o. g. Formeln (1) und (2) ersichtlich, ist vor allem der Winkel  $\alpha$  der Servoschräge für die Größe des Bremsmomentes  $M$  bzw. der Bremskraft  $F_B$  entscheidend.

Der Servowinkel  $\alpha$  ist der Winkel, den die Servoschräge zu einer Orthogonalen einnimmt, die senkrecht zur Ebene der Bremsplatte, beispielsweise der Brems Scheibe, steht.

Unter Berücksichtigung unterschiedlicher Faktoren kann der obere Grenzwinkel bei einer Linearbremse der Servoschräge bestimmt werden durch nachfolgende Formel:

$$\alpha < \arctan \left( \frac{1 - \mu_1 \cdot \mu_2}{\mu_2 + \mu_1} \right) \quad (3)$$

Je nach konstruktiven Gegebenheiten ist folglich durch Variation des Quotienten  $r_R/r_S$  die optimale Momentenverstärkung anzustreben unter Konstanzhaltung der Trennkraft beim Lüften der Bremsvorrichtung. Das Optimum der Verstärkung liegt bei etwa 2 bis 3 bei Zugrundelegung üblicher Reibwerte. Bei der Optimierung kann es vorteilhaft sein, den

Servomechanismus im Inneren der Bremsvorrichtung anzuordnen.

Bei Federkraftbremsen mit Verstärkungen von etwa 50 . . . 200 ist erfindungsgemäß eine Kraftbegrenzung vorzusehen. Das Bremsmoment bei rotatorischen Bremsen ergibt sich dann mit:

$$M = F_K \cdot \mu_1 \cdot r_R \quad (4)$$

Die Bremskraft bei Linearbremsen ergibt sich nach der Formel:

$$F_B = F_K \cdot \mu_1 \quad (5)$$

Damit die Kraftbegrenzung voll zur Wirkung kommt, kann der untere Grenzwinkel berechnet werden nach der Formel:

$$\alpha > \arctg \left( \frac{1 + \mu_1 \cdot \mu_2}{\mu_1 - \mu_2} \right) \quad (6)$$

Die Erfindung wird nachfolgend im Zusammenhang mit mehreren Ausführungsbeispielen anhand von Federkraftbremsen näher erläutert und beschrieben.

In den Zeichnungen zeigt:

Fig. 1 ein erstes Ausführungsbeispiel einer Federkraftbremse mit einer Reibfläche im ungebremsten Zustand im Längsschnitt,

Fig. 2 die Federkraftbremse von Fig. 2 beim Bremsen,

Fig. 3 ein zweites Ausführungsbeispiel einer Federkraftbremse mit zwei Reibflächen zum Bremsen einer Linearbewegung mit Servowirkung und einstellbarer Kraftbegrenzung im ungebremsten Zustand in Schnittdarstellung,

Fig. 4 die Bremsvorrichtung von Fig. 3 im gebremsten Zustand,

Fig. 5 ein drittes Ausführungsbeispiel einer Bremsvorrichtung mit Servowirkung, zwei Reibflächen sowie mit einstellbarer Kraftbegrenzung im ungebremsten Zustand im Halbschnitt,

Fig. 6 ein viertes Ausführungsbeispiel der Bremsvorrichtung mit zwei Reibflächen zum Abbremsen einer rotatorischen Bewegung im ungebremsten Zustand im Halbschnitt und

Fig. 7 eine Detailansicht der Bremsvorrichtung in Fig. 6 im Bereich der Servoschräge.

In den nachfolgenden Figuren bezeichnen, sofern nicht anders angegeben, gleiche Bezugszeichen gleiche Teile.

Das in Fig. 1 dargestellte erste Ausführungsbeispiel einer Federkraftbremse zeigt diese im gelüfteten, d. h. ungebremsten Zustand. Die Federkraftbremse weist ein Gehäuse 1 auf. Dieses Gehäuse 1 ist relativ zu einer Bremsplatte 8, die hier beispielsweise als Bremsschiene ausgebildet ist, bewegbar. Das Gehäuse 1 ist z. B. quaderförmig oder rotationssymmetrisch um eine Mittenachse X aufgebaut und verfügt über eine Durchgangsöffnung, in der ein Bolzen 6 angeordnet ist. Der Bolzen 6 sitzt in einer zylinderförmigen Führung 9 im Inneren des Gehäuses 1 und liegt mit einem Bolzenansatz 6a auf einer ringförmigen Schulter 1a des Gehäuses 1 auf. Ein ringförmiger Ansatz 1c des Gehäuses 1 überragt den Bolzen 6 auf der der Bremsplatte 8 abgewandten Seite. An der Innenwandung dieses ringförmigen Ansatzes 1c befindet sich ein Gewinde 11, in das ein Gewindering 10 eingeschraubt ist. Zwischen dem Gewindering 10 und dem Bolzen 6 befindet sich eine Federeinrichtung 14, die als Tellerfeder oder Tellerfedernpaket ausgebildet sein kann. Durch den Gewindering 10 kann die auf den Bolzen 6 wirkende Federkraft der Federeinrichtung 14 eingestellt werden.

Auf der der Bremsplatte 8 zugewandten Seite des Gehäuses 1 befindet sich ebenfalls ein Ansatz 1b. Innerhalb dieses Ansatzes 1b des Gehäuses 1 ist ein plattenförmiger Anker 16 angeordnet, der auf seiner der Bremsplatte 8 zugewandten Seite mit einem Bremsbelag 17 versehen ist. Der Bremsbelag 17 des Ankers 16 ist im ungebremsten Zustand von der Bremsplatte 8 abgehoben.

Das Abheben des Ankers 16 von der Bremsplatte 8 wird durch Bestromung einer im Inneren des Gehäuses 1 der Federkraftbremse angeordneten Magnetspule 19 bewirkt. Die Magnetspule 19 ist vorzugsweise konzentrisch um die Mittenachse X angeordnet. Bei Bestromung der Magnetspule 19 wird eine Magnetkraft erzeugt, deren Magnetfeldlinien in Fig. 1 mit den Bezugszeichen M markiert sind. Der Anker 16 liegt flächig am Gehäuse 1 und an der dem Bolzenansatz 6a abgewandten Stirnseite des Bolzens 6 an. Die durch die Bestromung der Magnetspule 19 erzeugte Magnetkraft überwindet die Federkraft einer weiteren Federeinrichtung 21 innerhalb des Gehäuses 1. Die weitere Federeinrichtung 21 ist durch Druckfedern, z. B. zwei Druckfedern, realisiert. Diese Druckfedern sitzen parallel zur Achse X angeordneten in Bohrungen des Gehäuses 1. Wird die Bestromung der Magnetspule 19 abgeschaltet, drücken diese Federn der Federeinrichtung 21 den Anker 16 gegen die Bremsplatte 8, was im Zusammenhang mit Fig. 2 näher erläutert wird.

Wesentlich bei der in Fig. 1 dargestellten Federkraftbremse ist die Ausbildung der sich gegenüberliegenden Flächen des Bolzens 6 und des Ankers 16. Wie dargestellt, weist die dem Bolzen 6 zugewandte Oberfläche des Ankers 16 mittig eine V-förmige oder zumindest annähernd V-förmige Ausnehmung auf. Die Ausnehmung ist mit dem Bezugszeichen 16a bezeichnet. In dieser Ausnehmung 16a sitzt mit einer entsprechenden V-förmigen Erhöhung bzw. mindestens annähernd V-förmigen Erhöhung angepaßt die Stirnseite des Bolzens 6. Die hierdurch gebildeten Schrägen werden im Folgenden als Servoschrägen bezeichnet und nehmen zu einer Orthogonalen der Ebene der Bremsplatte 8, beispielsweise der Mittenachse X der Federkraftbremse einen Winkel  $\alpha$  ein, der im Folgenden Winkel der Servoschräge genannt wird. Im bestromten Zustand sitzt der Anker 16 mit seiner Ausnehmung 16a vollflächig in der V-förmigen Ausnehmung der Stirnseite des Bolzens 6. Der Anker 16 ist dabei so bemessen, dass links und rechts zu dem Ansatz 1b des Gehäuses 1 ein Abstand 15 verbleibt.

Die in Fig. 1 dargestellte Federkraftbremse ist beispielsweise an einem Linearantrieb befestigt, der auf einer Führungsschiene, die mit der Bremsplatte 8 in Verbindung steht oder auch gleichzeitig die Bremsplatte 8 darstellt, bewegt wird. Für ein ungehindertes Bewegen wird die Magnetspule 19 bestromt und hierdurch der Anker 16 von der Bremsplatte 8 bzw. Bremsschiene 8 abgehoben.

Um zu Bremsen, wird die Bestromung der Magnetspule 19 abgeschaltet. Weil der Anker 16 jetzt nicht mehr von dem Magnetfeld der Magnetspule 19 angezogen und gehalten wird, drücken die Druckfedern der Federeinrichtung 21 den Anker 16 auf die sich in Pfeilrichtung bewegende Bremsschiene 8. Wenn der Bremsbelag 17 des Ankers 16 mit der Bremsschiene 8 in Berührung kommt, wird der Anker 16 durch die Reibung zwischen dem Bremsbelag 17 des Ankers 16 und der Bremsschiene 8 mitgenommen. Die Betätigungskräfte des Ankers 16 infolge des mitgenommenwerdens bis zum Anschlag 3 zum Zusammendrücken der Federeinrichtung 14 über den Bolzen 6 werden auf das Gehäuse 1 übertragen. Der Anker 16 bewegt sich relativ zum Gehäuse 1 innerhalb der Öffnung des Ansatzes 1b und wird dadurch wegen der Servoschräge, d. h. der V-förmigen Ausnehmung 16a bzw. der V-förmigen Erhöhung des Bolzens 6, mit der Kraft der Federeinrichtung 21 aufgrund der Keilwirkung der Servoschräge 5 gegen die Bremsschiene 8 gedrückt. Die Reaktionskraft des Ankers 16 auf die Bremsschiene 8 wird über den Bolzen 6, die Federeinrichtung 14, den Gewinding 10 und das ortsfest montierte Gehäuse 1 abgestützt. Hierdurch wird eine zusätzliche, aus der Bremsenergie gewonnene Bremskraft durch die Federeinrichtung 14 erzeugt. Dabei wird der Bolzen 6 gegen die durch den Gewinding 10 vorgespannte Federeinrichtung 14 gedrückt.

Durch Verdrehen des Gewinderings 10 läßt sich der Abstand zwischen dem Ende des Gewinderings 10 und dem Bolzenansatz 6a des Bolzens 6 die Vorspannkraft der Federeinrichtung 14 und somit die zusätzliche Bremskraft einstellen.

Nach dem Abschalten des Stromes durch die Magnetspule 19 wird der Anker 16 also durch die Federeinrichtung 21 auf die Bremsschiene 8 gedrückt und von dieser in Bewegungsrichtung mitgenommen und daher wiederum gegen die Servoschräge 5 des Bolzens 6 gedrückt. Die durch den Gewinding 10 vorgespannte Federeinrichtung 14 wird dadurch noch weiter zusammengedrückt, bis der Anker 16 letztlich am Anschlag 3 des Gehäuses 1 zur Anlage kommt. Die Federeinrichtung 14 speichert somit einen Teil der Bremsenergie. Die Kraft der Federeinrichtung 14 ist demnach während des Bremsvorganges bestimmend für das Bremsmoment bzw. die Bremskraft. Insgesamt ist mit der in den Fig. 1 und 2 dargestellten Federkraftbremse ein durch den Anschlag 3 und die Federeinrichtung 14 geschaffene Federkraftbremse mit Kraftbegrenzung realisiert.

Es versteht sich von alleine, dass die sich gegenüberliegenden Flächen des Bolzens 6 und des Ankers 16 auch so ausgebildet sein können, dass die V-förmige Ausnehmung an der Stirnseite des Bolzens 6 und eine V-förmige Erhöhung an der Oberfläche des Ankers 16 vorgesehen ist. Wesentlich ist lediglich, dass bei axialer Bewegung des Ankers 16 eine zusätzliche Bremskraftkomponente durch die Federeinrichtung 14 erzeugt wird, die orthogonal und damit senkrecht auf die Bremsschiene 8 wirkt.

In dem nächsten Ausführungsbeispiel der Fig. 3 und 4 ist eine weitere Variante dargestellt, wie eine Federkraftbremse mit verbesserten Bremsseigenschaften und Kraftbegrenzung realisiert sein kann. In Fig. 3 ist wiederum die Bremse in gelüftetem Zustand, d. h. im ungebremsen Zustand, und in Fig. 4 im gebremsten Zustand dargestellt. Im Gegensatz zu dem ersten Ausführungsbeispiel der Fig. 1 und 2 wird die Bremsschiene 8, die für die für andere Betriebsmittel gleichzeitig Führungsschiene sein kann, durch das Gehäuse 1 der Federkraftbremse im gebremsten Zustand (vgl. Fig. 4) von zwei Seiten mit einem Bremsbelag 17 in Kontakt gebracht.

Der wesentliche Unterschied zu den Ausführungsbeispielen der Fig. 1 und 2 besteht im Vorhandensein von zwei Bremsbelägen 17 und 17a und gleichzeitig andersartiger Gestaltung des Servomechanismus.

In Folge des zusätzlichen Bremsbelages 17a ergibt sich hier das doppelte Bremsmoment bzw. Bremskraft.

$$M = 2F_K \cdot \mu_1 \cdot r_R \quad (7)$$

$$F_B = 2F_K \cdot \mu_1 \quad (8)$$

In den Fig. 1, 2 ist das Gehäuse 1 ortsfest an einem nicht näher dargestellten Maschinenteil befestigt. Bei den Fig. 3, 4 und 5 ist eine Befestigungsart des Gehäuses 1 gewählt (nicht dargestellt) die es ermöglicht, eine Klemmwirkung der Bremsbeläge 17 und 17a auf die Bremsplatte(-Schiene) zu übertragen. Beim Bremsen wird über den Anker 16 der Reibbelag 17 mit der Kraft der Federeinrichtung 14 auf die Schiene gedrückt. Da sich die Federeinrichtung 14 jedoch über den Ring 10 am Gehäuse 1 abstützt, ist diese Stützkraft in Gegenrichtung zur Kraft die auf den Anker, bzw. auf den Bremsbelag 17a drückt. Am Bremsbelag 17b wirkt also betragsmäßig die gleiche Kraft der Federeinrichtung 14 jedoch in Gegenrichtung zu 17a, nachdem 17b über dem Bremsattel 30 mit dem Gehäuse 1 starr verbunden ist. Da gilt, Aktionskraft = Reaktionskraft erhält man zwangsläufig die doppelte Bremskraft/Bremsmoment. Im Gegensatz zu Fig. 1, 2 bleibt dort die Reaktionskraft ungenutzt, d. h. sie wird über das Gehäuse 1 an deren Montagefläche weitergeleitet.

Hinsichtlich des Servomechanismus weist der Anker 16 zwar auf seiner dem Bolzen 6 zugewandten Oberseite wieder eine V-förmige bzw. annähernd V-förmige Ausnehmung 16a auf. Der Bolzen 6 verfügt jedoch über eine spiegelbildlich angeordnete, ähnliche Ausnehmung 16b. Zwischen diesen beiden Ausnehmungen 16a und 16b befindet sich ein Wälzkörper, hier eine Rolle 24. Insgesamt ist dadurch ein rautenförmiger Spalt 80 zwischen dem Bolzen 6 und dem Anker 16 gebildet, in dem die Rolle 24 sitzt.

Während des Bremsvorganges, d. h. der Entstromung der Magnetspule 19, wird der Anker 16 in Richtung Anschlag 3 mitgenommen, wodurch die Rolle 24 auf den Schrägen der V-förmigen Ausnehmungen 6b und 16a entlangrollen kann. Ergebnis ist wiederum, dass bei axialer Bewegung des Ankers 16 eine zusätzliche Bremskraftkomponente durch die Federeinrichtung 14 erzeugt wird, die den Anker 16 über das Gehäuse 1, den Gewinding 10, die Federeinrichtung 14 und den Bolzen 6 und letztlich die Rolle 24 auf die Bremsschiene 8 drückt. Da das Gehäuse 1 quer zur Bremsrichtung beweglich montiert ist wird die Reaktionskraft über den Bremsattel auf den Bremsbelag 17a bzw. Bremsschiene/Scheibe übertragen und so die doppelte Reibkraft, Bremsmoment erreicht. Da sich die beiden Klemmkraftkomponenten gegenseitig neutralisieren, besteht auch nicht die Gefahr des Verbiegens der Schiene.

Das in Fig. 5 im Halbschnitt dargestellte, weitere Ausführungsbeispiel einer Federkraftbremse sieht einen Servomechanismus vor, der durch eine V-förmige Ausnehmung 16a am Anker 16 und eine entsprechende, V-förmige Erhöhung 6c am Bolzen 6 realisiert ist. Anders als in dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 und 2 sitzen die Servoschrägen des Bol-

zens 6 und des Ankers 16 nicht unmittelbar aufeinander. Vielmehr befinden sich zwischen den Stirnseiten von Bolzen 6 und Anker 16 Wälzkörper 26a in Form von Wälzkugeln oder Wälzrollen, die sich in dem V-förmigen Spalt 82 bewegen können.

In Fig. 6 ist eine weitere Federkraftbremse zum Bremsen rotatorischer Bewegungen dargestellt. Die Federkraftbremse von Fig. 6 benötigt keine Kraftbegrenzung, da diese nach Formel (3) dimensioniert ist. Die Federkraftbremse verfügt über ein topfförmiges Gehäuse 1, in dem rotationssymmetrisch zu einer Mittennachse X eine Magnetspule 19 und eine Federeinrichtung 21 sowie ein axial entlang der Mittennachse X bewegbarer Anker 16 sitzt. Der Anker 16 ist mit einem Bolzen 32 versehen, der sich an einer Servoschräge 33 bzw. zwei Servoschrägen (vgl. hierzu Fig. 7) des Gehäuses 1 abstützt. Die Magnetspule 19 ist bestromt, so dass der Anker 16 an das Gehäuse 1 entgegen der Federkraft der Federeinrichtung 21 aufgrund der Magnetkraft der Magnetspule 19 anschlägt. Eine rotierende Bremsscheibe 27 bleibt hierdurch ungebremst, weil der Anker 16 auf Abstand zur Bremsscheibe 27 sitzt. Die Bremsscheibe 27 ist mit einer rotierenden Welle 28 drehfest in Verbindung und axial entlang der Achse X beweglich.

Sobald die Bestromung der Spule 19 unterbrochen wird, wird der Anker aufgrund der Federeinrichtung 21 in Richtung Bremsscheibe 27 gedrückt. Der Bremsvorgang wird eingeleitet. Aufgrund der Reibung zwischen dem Anker 16 und der Bremsscheibe 27, an der ersten Reibfläche 40 wird der Anker 16 mit der Bremsscheibe 27 mitgenommen. Hierdurch gleitet der Bolzen 32 entlang der Servoschräge 33 am Gehäuse 1 entlang, so dass der Anker 16 über die Servoschräge 33 weiter in Richtung Bremsscheibe 27 gedrückt wird. Eine zweite Reibfläche 41 bildet die Berührungsfläche zwischen Gehäusewandung und Bremsscheibe 27.

Das Bremsmoment, das auf den Anker 16 wirkt, wird durch den Bolzen 32 an der Servoschräge 33 am Gehäuse 1 abgestützt. Wie in Fig. 7 dargestellt, erzeugt die Servoschräge 33 eine Kraftkomponente  $F_S$  zusätzlich zur Federkraft  $F_F$  und verstärkt somit das Bremsmoment.

Die ursächliche Bremskraft  $F_B$ , die auf den Bolzen 32 wirkt, ergibt sich aus der Formel

$$F_B = (F_S + F_F) \cdot \mu_1 \cdot \frac{r_R}{r_S} \quad (9)$$

wobei  $\mu_1$  den Reibwert der Bremsscheibe 27,  $r_R$  den Reibradius und  $r_S$  der Radius der Ankerabstützung bezeichnet. Der Einfachheit halber sind bei dieser Formel (9), die Reibkräfte innerhalb des Servomechanismus unberücksichtigt. Da in Fig. 6 zwei Reibflächen 40, 41 vorliegen, ergibt sich hier eine Verdoppelung des Bremsmomentes bzw. Bremskraft nach den Formeln (1) bzw. (2).

Um die Bremskraftverstärkung durch den Servomechanismus bei Links- und Rechtsdrehung der Welle 28 zu ermöglichen, sind, wie in Fig. 7 gezeigt, vorzugsweise zwei spiegelbildlich zur Mittennachse X angeordnete Servoschrägen 33 vorgesehen, an denen der Bolzen 32 entlanggleiten kann, um den Anker 16 axial entlang der Mittennachse zu führen. Der Bolzen 32 kann zur Verhinderung von Reibung durch eine Rolle, Gleitbahnen und dergleichen ersetzt werden.

Um die vorgestellten Federkraftbremsen wirksam gegen die Federkräfte lüften zu können, also die Bremswirkung zu lösen, wird vorzugsweise bei einem Wechselstromanschluß der Magnetspule 19 eine Gleichrichtung über eine Halbrücke mit Querdioden vorgesehen. Hierbei werden hohe periodische, magnetische Spitzenkräfte erzeugt. Infolge dieser Spitzenkräfte wird der Anker 16 selbst bei fortgeschrittenem Verschleiß der Bremsscheibe 27 oder der Bremsschiene 8 gegen die Federkraft und die Reibkraft im Servomechanismus in seine Ausgangslage funktionssicher magnetisch zurückgestellt. Bei den vorgestellten Federkraftbremsen ist es vorteilhaft, den erwähnten Gleichrichter in die Bremse zu integrieren oder anzubauen.

Abschließend sei bemerkt, dass die Servoschrägen bzw. der Servomechanismus auch über Einprägungen oder dergleichen erzeugt werden können. Um den Reibwert zu verringern, können die Servoschrägen auch über spezielle Lagerwerkstoffe oder Wälzkörper gelagert sein, um dadurch die Trennkräfte des Servomechanismus zu verringern bzw. den Servowinkel zu vergrößern mit der Folge eines größeren Bremsmomentes. Es bietet sich hierbei an, die Servoschräge oder die Servoschrägen mit einer die Gleiteigenschaften verbessernden Oberfläche oder Beschichtung zu versehen.

Bei allen Beschreibungen der Figuren gilt auch, daß die Bremsplatte, Bremsschiene ortsfest montiert ist und das Gehäuse beweglich ist bzw. abgebremst wird.

#### Bezugszeichenliste

- 1 Gehäuse
- 1a Schulter
- 1b Ansatz
- 1c Ansatz
- 3 Anschlag
- 5 Servoschräge
- 6 Bolzen
- 6a Bolzenansatz
- 6b Ausnehmung
- 6c Erhöhung
- 8 Bremsplatte
- 9 Führung
- 10 Gewindering
- 11 Gewinde
- 13 Abstand
- 14 Federeinrichtung
- 16 Anker

26 Motorwelle  
32 Bolzen  
10 33 Servoschräge  
80 Spalt  
82 Spalt  
M Magnetfeldlinien  
X Mittennachse

15

# Patentansprüche

1. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung für drehende oder lineare Bewegungsabläufe mit einem Gehäuse (1) und einem Anker (16), welcher aufgrund der Federkraft einer Federeinrichtung (21) gegen eine Bremsplatte (8, 27) zur Erzielung einer Bremskraft gedrückt wird und bei Bestromung einer Magnetspule (19) zum Auflösen der Bremswirkung von der Bremsplatte (8, 27) abgehoben wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Anker (16) mit mindestens einer Servoschräge (5, 33) in Wirkverbindung steht, an welcher der Anker (16) nach dem Abschalten des Stromes durch die Magnetspule (19) und damit nach dem Einleiten des Bremsvorganges entlanggleitet und eine zusätzliche Kraftkomponente erfährt, die auf den Anker in Richtung der Federkraft der Federeinrichtung (21) wirkt.
2. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Servoschräge (5, 33) am Gehäuse (1) der Bremsvorrichtung ausgebildet ist, und dass ein mit dem Anker (16) feststehend verbundener Bolzen (32) oder dergleichen vorgesehen ist, welcher an der Servoschräge (5, 33) des Gehäuses (1) entlanggleiten kann.
3. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens zwei Servoschragen (5, 33) vorgesehen sind, welche zusammen eine V-förmige oder mindestens annähernd V-förmige Ausnehmung bilden, die symmetrisch zur Mittennachse (X) der Bremsvorrichtung angeordnet sind.
4. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Anker (16) mit der oder den Servoschragen (5, 33) über Wälzkörper (24, 24a) in Wirkverbindung steht.
5. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Servoschräge oder die Servoschragen (5, 33) mit einer die Gleiteigenschaften verbessernden Oberfläche oder Beschichtung versehen sind.
6. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass eine weitere Federeinrichtung (14) zur Kraftbegrenzung innerhalb der Bremsvorrichtung vorgesehen ist.
7. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der vom Anker (16) auf der Servoschräge (5, 33) zurücklegbare zur Betätigung der zusätzlichen Federeinrichtung (14) durch einen Anschlag (3) begrenzt ist.
8. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Anker (16) auf seiner der Bremsplatte (8, 27) gegenüberliegenden Oberfläche eine mindestens annähernd V-förmige Ausnehmung (16a) aufweist, dass auf dieser Ausnehmung (16a) ein Bolzen (6) innerhalb des Gehäuses (1) der Bremsvorrichtung sitzt, und dass der Bolzen (6) von der Federeinrichtung (14) gegen den Anker (16) gedrückt wird, indem sich die Federeinrichtung (14) auf der dem Bolzen (6) abgewandten Seite gegen einen am Gehäuse (1) befestigten Gewinding (10) abstützt.
9. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Vorspannung der Federeinrichtung (14) durch axiales Verstellen des Gewindinges (10) innerhalb des Gehäuses (1) einstellbar ist.
10. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass sich der Bolzen (16) mit einem Bolzenansatz (6a) gegen eine zurückspringende Schulter (1a) des Gehäuses (1) abstützt.
11. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die dem Anker (6) zugewandte Stirnseite des Bolzens (6) ebenfalls eine mindestens annähernd V-förmige Ausnehmung (6b) aufweist und die sich gegenüberstehenden V-förmigen Ausnehmungen (6b, 16a) von Bolzen (6) und Anker (16) einen spiegelbildlichen mindestens annähernd rautenförmigen Spalt (80) ergeben, in dem ein Wälzkörper (24) angeordnet ist.
12. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Wälzkörper (24) eine Rolle ist.
13. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 7 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die dem Anker (16) zugewandte Stirnseite des Bolzens (6) eine V-förmige Erhöhung (6c) aufweist, die in die V-förmige Ausnehmung (16a) des Ankers (16) eingreift.
14. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass sich zwischen der V-förmigen Erhöhung (6c) des Bolzens (6) und der v-förmigen Ausnehmung (16a) des Ankers (16) ein Spalt (82) befindet, in dem ein oder mehrere Wälzkörper (24a) sitzen.
15. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet,

dass die Magnetspule (19) konzentrisch um die Mittenachse (X) der Bremsvorrichtung angeordnet ist.

16. Elektromagnetisch betätigbare Bremsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die Bremsplatte (8, 27) eine Bremsschiene (8) oder eine Bremsscheibe (27) ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

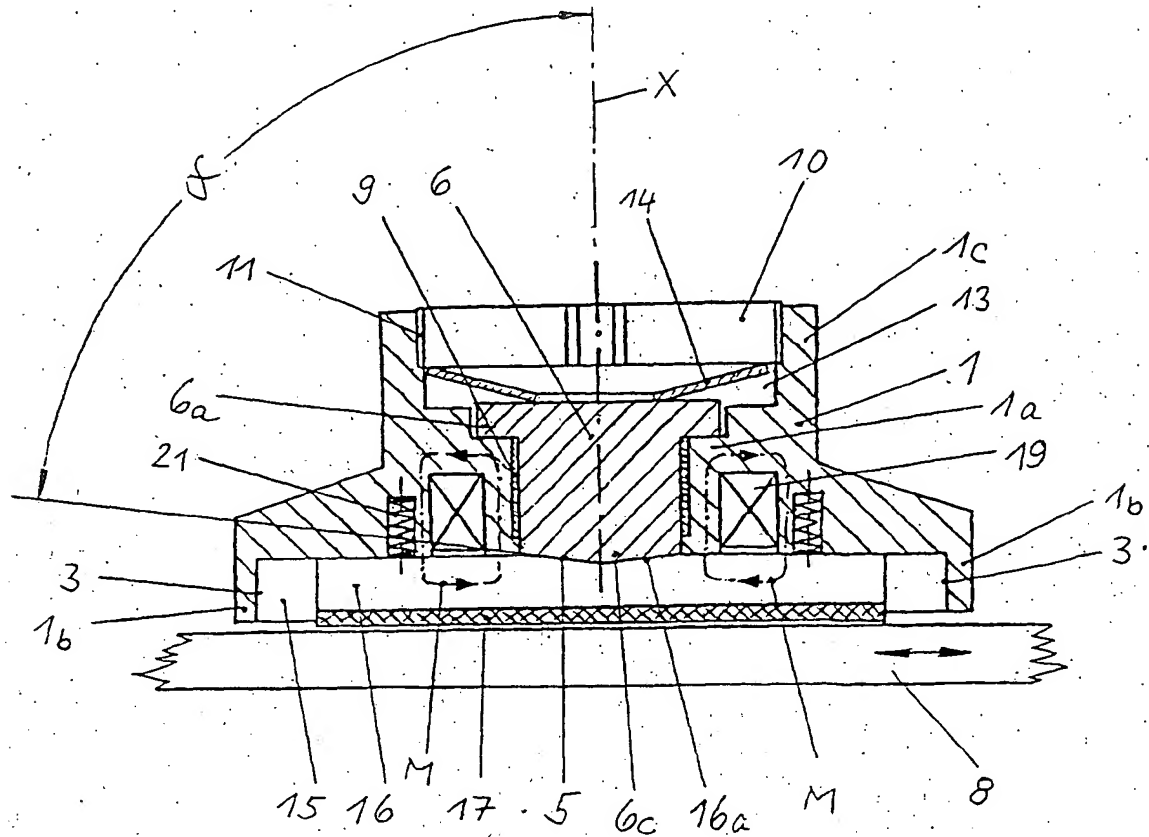


Fig. 1

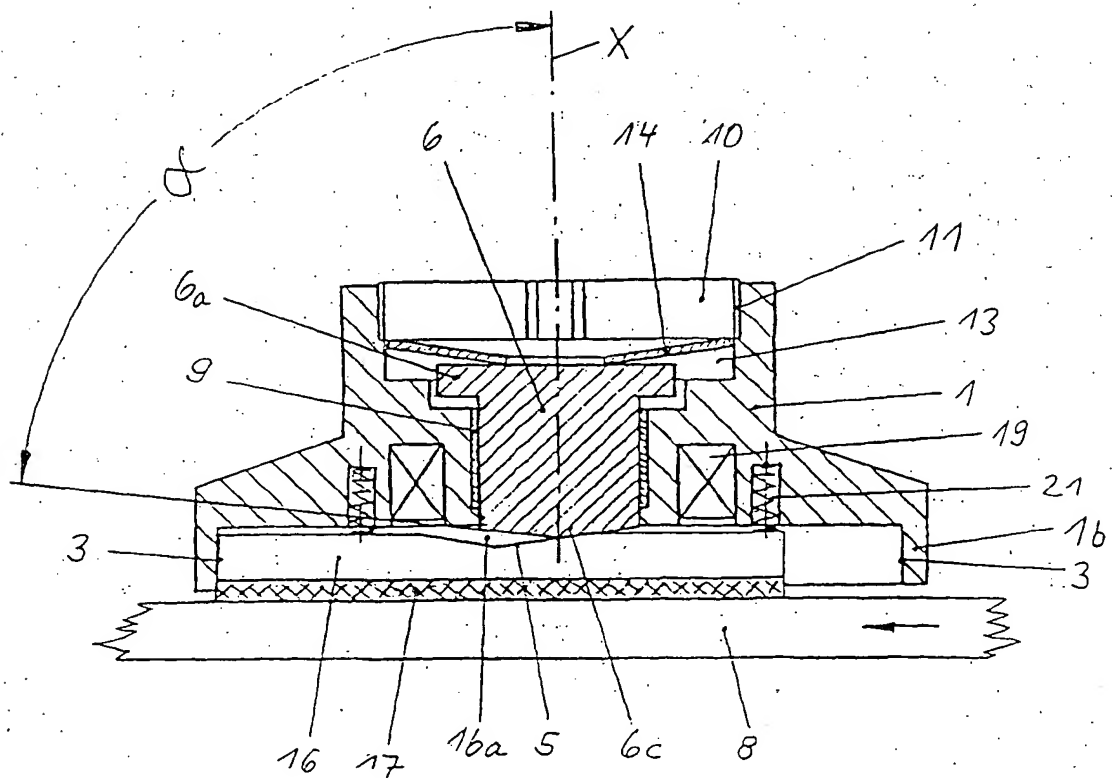


Fig. 2



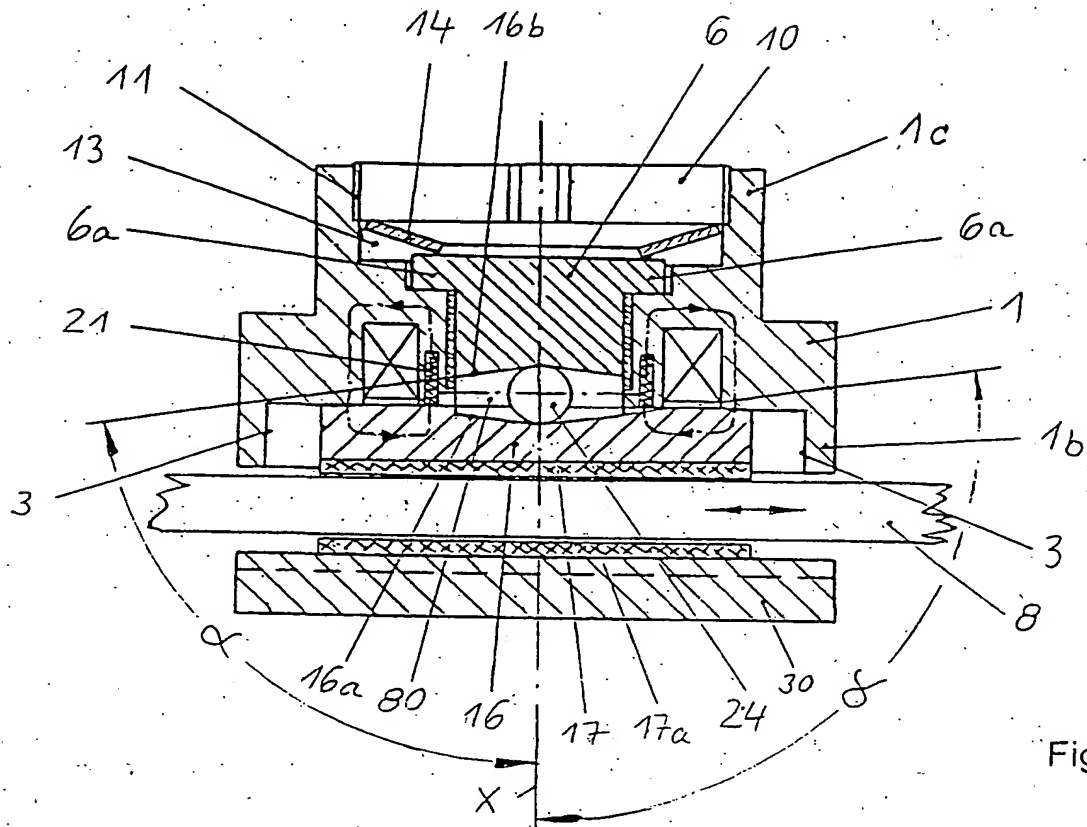


Fig. 3

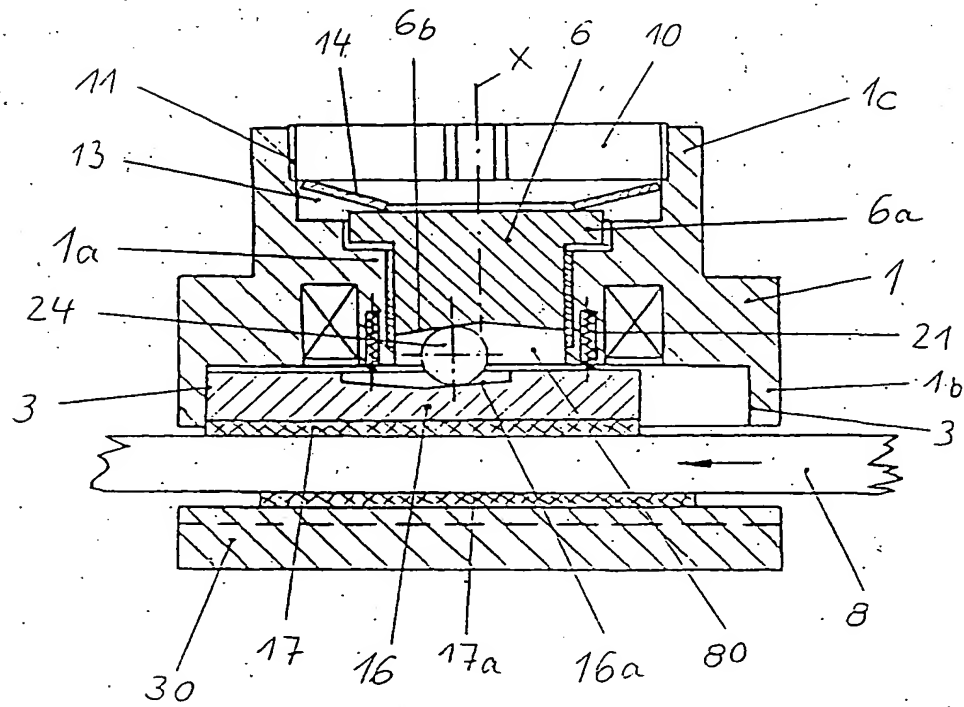


Fig. 4

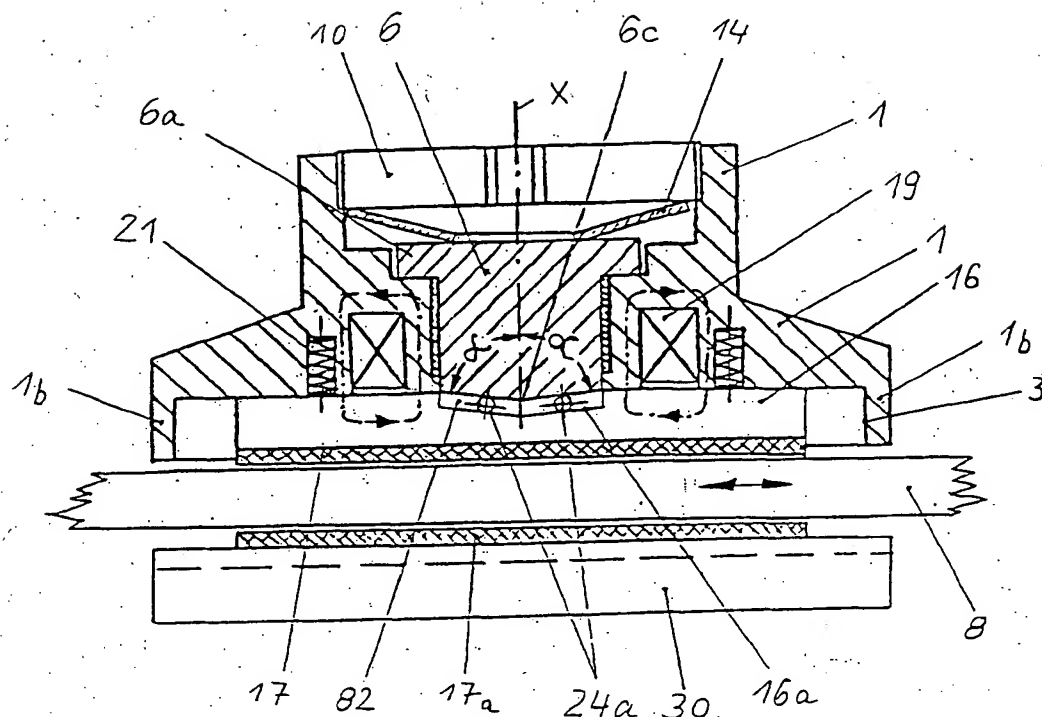


Fig. 5

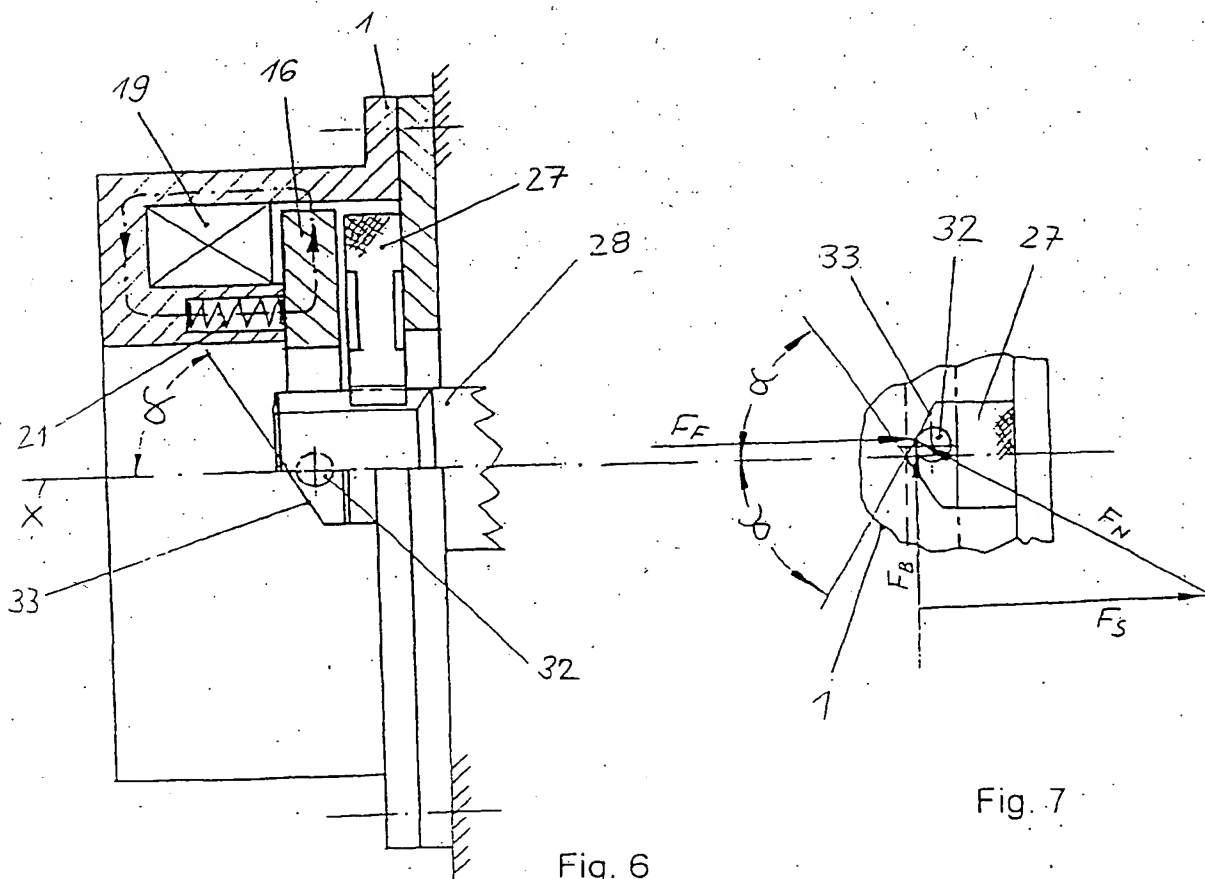


Fig. 7